

ПРИМЕНЕНИЕ МКЭ В МЕТОДИКЕ РАСЧЕТА ТОРЦЕВЫХ КОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Лежин Д.С.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

В процессе работы пары трения в силу действия ряда факторов возможны сложные формы контакта, отличные от расчетных. В связи с этим результаты расчета, полученные для идеализированной пары трения, могут существенно отличаться от фактических. Существующие методики расчета торцевых контактных уплотнений не учитывают изменение положения контактирующих поверхностей друг относительно друга. Одним из факторов, оказывающих влияние на изменение формы зазора между уплотнительными кольцами, является скручивание поперечных сечений уплотнительных колец - как результат действующих на них силовых и тепловых нагрузок.

Деформации элементов уплотнительных систем могут оказать влияние на гидростатические характеристики в уплотнительной паре, а, следовательно, на величину утечек. Кроме того, постоянное изменение площади контакта уплотнительных поверхностей влечет за собой изменение скорости изнашивания, и, следовательно, ресурса уплотнительной пары. В свою очередь, гидростатические характеристики через распределение давления в зазоре оказывают влияние на величины деформаций колец. Для того чтобы сделать количественную оценку влияния деформаций на характеристики конкретного уплотнения, необходимо произвести совместный учет деформаций рабочих поверхностей и изнашивания на различных режимах работы и сравнить полученные результаты с данными, полученными в результате расчета по существующим методикам.

Учет деформаций совместно с учетом изнашивания рабочих поверхностей вносит в методику определенную специфику, заключающуюся в том, что каждое состояние уплотнительной системы в произвольный момент времени является единственным и неповторимым, а, следовательно, зависит не только от времени, но и от предшествующего пути, по которому шло изменение состояния.

Расчет деформаций от силовых и температурных факторов можно производить с использованием конечноэлементных пакетов. При совместном учете деформаций и изнашивания уплотнительных колец, учитывая вышеуказанную специфику, расчеты с помощью конечноэлементных пакетов должны быть включены в цикл. Реализация подобного алгоритма была описана в [1].

В процессе работы на уплотнительное кольцо (рис. 1) действуют следующие силы:

Сила со стороны упругого элемента. В качестве упругого элемента может использоваться сильфон, либо несколько пружин, установленных равномерно по окружности. В последнем случае замена сосредоточенных действующих сил со стороны этих пружин силой $F_{\text{упругого элемента}}$, равномерно распределенной по окружности, обусловлена осесимметричной постановкой задачи и имеет некоторую погрешность, но вполне допустима. При наличии вторичного уплотнения, с его стороны на конструкцию будет действовать сила трения уплотнения по валу, направленная по оси ОХ в ту или иную сторону, в зависимости от направления перемещения уплотнительного кольца в осевом направлении. В данной работе эта схема не рассматривается.

Давление уплотняемой и уплотняющей сред. На рисунке 1 они обозначены соответственно $P_{\text{уплотняемой среды}}$ и $P_{\text{уплотняющей среды}}$. В процессе работы уплотнения в составе ДЛА величина этих давлений будет динамически меняться. При расчетах эти давления задаются в обобщенном полетном цикле. Границы, разделяющие эти среды, зависят от конкретной конструкции уплотнения. Одной из границ является линия торцевого контакта, другая граница может проходить по линии действия силы упругого элемента, как показано на рисунке, (если упругим элементом является сильфон), либо, если в качестве упругих элементов используются пружины, граница будет проходить в месте установки вторичного уплотнения.

Гидростатическое давление $P_{\text{гидростатическое}}$. Пара трения представляет собой две шероховатые поверхности, контактирующие выступами микронеровностей. Остальное пространство, образованное впадинами микронеровностей, заполнено рабочей средой. Давление, создаваемое слоем жидкости или газа, находящихся в зазоре пары трения и есть гидростатическое давление.

Из-за сложности оценки фазового состояния рабочего тела в зазоре (в случае, когда фазовые состояния уплотняемой и уплотняющей сред различны), расчет ведется параллельно для жидкости и для газа. Это дает возможность впоследствии, при сравнении полученных расчетных данных с результатами натурного или модельного эксперимента принять за основу в дальнейших расчетах наиболее близкие к экспериментальным данные, а также обеспечивает необходимыми исходными данными для

проверки различных гипотез, связанных с фазовым состоянием рабочего тела в зазоре пары трения.

Распределение давления рассчитывается по формулам, полученным из уравнений Навье – Стокса для осесимметричного течения.

Распределение давления в зазоре переменной толщины можно рассчитать по следующим формулам:

$$P_{\text{ж}} = P_1 + \frac{P_2 - P_1}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{rh(r)^3}} \int_{r_1}^r \frac{dr}{rh(r)^3} \quad P_{\text{г}} = \sqrt{P_1^2 + \frac{P_2^2 - P_1^2}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{rh(r)^3}} \int_{r_1}^r \frac{dr}{rh(r)^3}}$$

где $P_{\text{ж}}$ и $P_{\text{г}}$ – давление жидкости и газа соответственно;

P_1 и P_2 – давление жидкости или газа на границах участка;

$h(r)$ – величина зазора, являющаяся функцией радиуса.

r_1, r_2 – радиусы расположения соответственно начала и конца щели.

Зазор в результате совместного действия на уплотнительное кольцо деформаций и изнашивания в общем случае может представлять собой произвольное количество участков, внутри каждого из которых изменяться по линейному закону с каким – то углом конусности.

$$h(r) = a \cdot r + b$$

При подобном описании зазора первообразная от интеграла, входящего в формулы распределения давления и расхода имеет вид:

$$\int \frac{1}{r \cdot (a \cdot r + b)^3} dr = \frac{1}{b^3} \cdot \ln(r) - \frac{1}{b^3} \cdot \ln(a \cdot r + b) + \frac{1}{b^2 \cdot (a \cdot r + b)} + \frac{1}{2 \cdot b \cdot (a \cdot r + b)^2}$$

Исходя из свойства аддитивности, определенный интеграл от радиуса r_1 до радиуса r_2 представляется как сумма интегралов по всем участкам. Интеграл по переменному пределу интегрирования представляет собой сумму целых участков и интеграла по переменному пределу на последнем участке.

Сила, воспринимаемая контактирующей поверхностью графитового кольца с контртелом $F_{\text{контактное}}$. Представляет собой нагрузку, уравнивающую все вышеперечисленные силовые факторы по оси ОХ. Имеет место при положительной сумме проекций сил на ось ОХ и характеризует наличие контакта в паре трения. При отрицательной же сумме проекций уплотнительное кольцо будет отходить от контртела (при этом будет уменьшаться гидростатическая сила, зависящая от величины и формы зазора) до тех пор, пока сумма проекций всех сил на ось ОХ не станет равной нулю. Контактная сила при этом будет отсутствовать, а уплотнительное кольцо находиться в плавающем состоянии. Отношение контактной силы к номинальной площади

контакта дает среднее контактное давление $P_{\text{контактное}}$, которое в совокупности со скоростью скольжения определяет режим трения.

Тепловая нагрузка. При относительном скольжении двух тел в тонком поверхностном слое образуется тепло. Тепло распространяется от пятен контактов вглубь обоих контактирующих тел, причем тепловые потоки распределяются в зависимости от теплофизических свойств контактирующих тел, их размеров и условий теплоотвода. Интенсивность теплового потока зависит от работы трения и величины площадки, на которой она генерируется. Неравномерное распределение температуры в контактирующих телах приводит к их деформированию.

Задача определения количества тепла, выделяющегося в контакте пары трения, на сегодняшний день не имеет точного решения. Существует два подхода к решению этой задачи.

Первый подход (макроуровневый) предусматривает определение количества тепла через величину мощности трения. Тепло, выделяемое в зоне трения, есть следствие затраченной при трении работы. Поэтому в простейшем случае можно считать, что в зоне контакта действует источник теплоты с интенсивностью, равной мощности трения.

$$Q_s = f \cdot p_k \cdot v,$$

где Q_s – удельный тепловой поток источников;

f – коэффициент трения;

p_k – среднее контактное давление;

v – скорость скольжения.

Процесс трения, как известно, характеризуется тремя явлениями: взаимодействием поверхностей трения; изменениями, происходящими в материалах пары трения при взаимодействии; разрушением поверхностей (износом). Основными факторами, влияющими на механические и фрикционные свойства пар трения, являются объемная и поверхностная температуры, а также температурный градиент. Существует соотношение, в котором коэффициент трения является функцией температурных характеристик (общей температуры материала и температурного градиента). Основной вывод, сделанный из этого соотношения и подкрепленный экспериментально, таков: коэффициент трения для данной пары возрастает при увеличении температурного градиента и уменьшении общей температуры узла трения.

Аналитические зависимости для коэффициента трения приведены в работе [2].

При расчете теплового потока можно учесть эти зависимости.

При втором (микроуровневом) подходе для определения количества тепла в паре трения используются величины температур вспышек на единичном контакте. В данной работе температура в зоне

контакта оценивалась по величине мощности трения, при этом учитывалось, что коэффициент трения зависит от физико-химического состояния поверхностей, их обработки, свойств рабочего тела, действующих нагрузок.

В качестве исходных данных при тепловом расчете можно задаваться значением суммарной температуры на поверхности трения [2]. Оно зависит от фактической площади контакта, коэффициента распределения тепловых потоков, работы трения, теплофизических параметров и характеристик микрорельефа контактирующих тел.

При создании модели были приняты следующие допущения:

1. Модель является осесимметричной;
2. Одно из контактирующих тел (графитовое кольцо) является деформируемым и изнашиваемым, деформациями и изнашиванием контртела пренебрегаем.

Для расчета деформаций графитового кольца созданная геометрическая модель с приложенными к ней силами может быть загружена в конечноэлементный пакет. Схема нагружения и закрепления кольца зависит от выбранного пакета. В качестве возможных были рассмотрены два пакета: ИСПА и ANSYS.

В пакете ИСПА решение контактной задачи невозможно. В связи с этим решение данной задачи проводится в несколько этапов.

На первом этапе проводится проверка наличия контакта и проверка условия равновесия графитового кольца. Для этого строятся проекции всех сил (кроме $F_{\text{контактное}}$) на ось x . Наличие контакта в паре трения характеризуется положительным балансом сил. При наличии контакта имеет место сила $F_{\text{контактное}}$, которая и уравнивает сумму положительных и отрицательных проекций. В случае отсутствия контакта баланс сил на ось x будет отрицательным, кроме того, сила $F_{\text{контактное}}$ будет отсутствовать. Под действием этих сил графитовое кольцо начнет перемещаться в сторону раскрытия контактного стыка. При этом будет уменьшаться гидростатическое давление $P_{\text{гидростатическое}}$. Перемещение будет происходить до тех пор, пока не наступит баланс положительных и отрицательных проекций сил.

На втором этапе строится геометрическая модель кольца, к которой прикладываются (с учетом наличия контакта) все силы. Закрепление кольца на данном этапе можно задать в центре тяжести сечения. Проводится предварительный расчет, в результате которого получаются величины перемещений узлов. При отсутствии контакта предварительный расчет на этом заканчивается. При наличии контакта

проводится анализ полученных значений перемещений. В результате анализа определяется одна из возможных точек контакта (рис. 1). После этого к геометрической модели прикладываются все силы, а закрепление задается в полученной точке контакта в виде шарнира. В результате определяются значения перемещений для случая контактирования поверхностей.

Любые перемещения графитового кольца относительно контртела приводят к изменениям давления $P_{\text{гидростатическое}}$. Поэтому на третьем этапе проводится расчет по выбранной выше схеме с учетом скорректированного значения $P_{\text{гидростатическое}}$. Точное решение получается в результате нескольких итераций, хотя опыт показывает, что полученные в результате первой итерации значения вполне удовлетворительны. Поэтому полученные результаты можно считать окончательными.

При расчетах с использованием пакета ANSYS можно использовать описанную выше методику, а также использовать имеющиеся в версиях 5 и выше контактные элементы, что значительно облегчает решение приведенной задачи. При отсутствии контакта алгоритм решения аналогичен алгоритму, описанному для пакета ИСПА, если же контакт имеет место, то точка контакта будет определена автоматически, т. е. отпадает необходимость предварительного расчета. При этом необходимо помнить, что значение гидростатического давления так же, как и в предыдущем случае нуждается в ручной корректировке. Пакет ANSYS обладает гораздо более мощными пре- и постпроцессорами, генератором сетки, что облегчает решение поставленной задачи.

Учитывая перечисленные достоинства, разработан алгоритм решения контактной задачи с использованием пакета ANSYS. Кроме того, при совместном учете деформаций и изнашивания, программа расчета деформаций включается в цикл. Расчет деформаций при этом должен проводиться многократно – для каждого изменения геометрии рассчитываемого тела и изменения силовых и температурных факторов. Для решения этой задачи был разработан универсальный алгоритм расчета с использованием языка APDL, входящего в состав пакета ANSYS. Также была проведена отработка взаимодействия блока расчета деформаций с другими WINDOWS - и DOS – приложениями при запуске программы расчета с командной строки

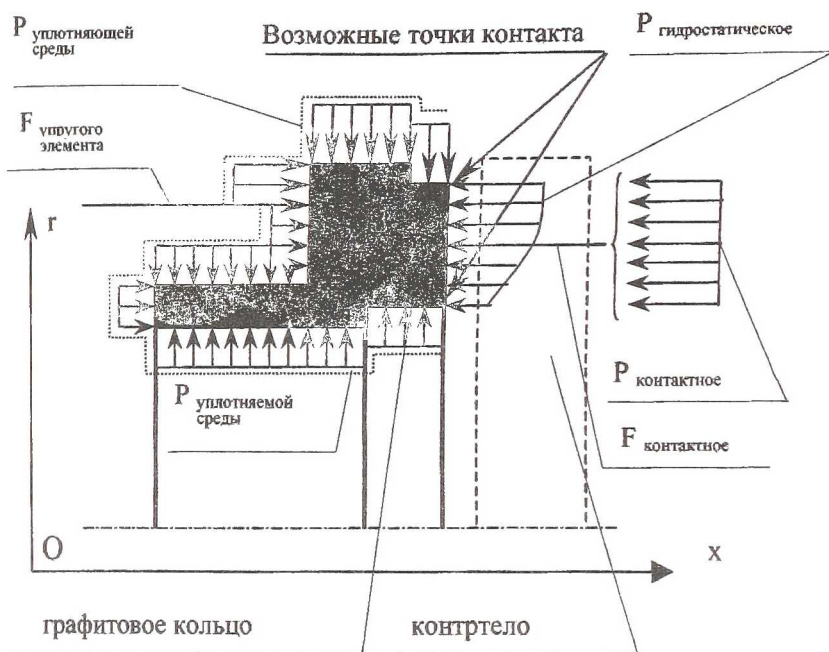


Рисунок 1 - Схема торцевого контактного уплотнения

Список литературы

1. Лежин Д.С. Имитационная модель торцевого контактного уплотнения многорежимной турбомашины. Вестник Самарского аэрокосмического университета им акад. С.П. Королева Серия Проблемы и перспективы развития двигателестроения Выпуск 2 часть 1 1998г.
2. Справочник по триботехнике Т. 1. – Теоретические основы /Под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1989.-398с.
3. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/ Под общей ред. Голубева А.И. и Кондакова Л.А. - М.: Машиностроение, 1986. - 464с.